

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Kolejová šlapací drezína pro turisty

Treadle Track Trolley for Tourists

Student:	Jan Jošek
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Jošek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Kolejová šlapací drezína pro turisty
Treadle Track Trolley for Tourists

Zásady pro vypracování:

Zpracujte konstrukční návrh šlapací drezíny pro turisty, která se pohybuje po vlakových kolejích. Zpracujte rešerši možných řešení, vlastní návrh s výpočty částí, sestavný výkres a vybraný výrobní výkres.

Podmínky zadání:

- max. zatížení čtyřmi dospělými osobami
- pohon drezíny odvozen od šlapání min. jedné osoby nezávisle na příp. ostatních šlapajících osobách
- možnost změny směru jízdy bez nutnosti kolejového obratiště
- lehká jednoduchá konstrukce s využití komponentů jízdních kol.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovacích*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

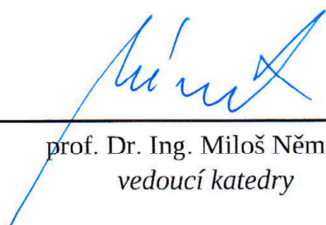
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě
19.5 2014

.....
Iveta Jav
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.5 2014

Jan Jošek
.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Jošek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Slepá 506, 739 34 Šenov u Ostravy

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JOŠEK, J. *Kolejová šlapací drezína pro turisty : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2014, 53 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem kolejové šlapací drezíny pro turisty. V první řadě, byla vyhodnocena konstrukční řešení drezín, které již existují, nebo vlastních nápadů. Na základě vyhodnocení byl vybrán jeden ze způsobů konstrukce. Následuje konstrukční řešení drezíny. To zahrnuje rám drezíny, způsob změny směru jízdy drezíny, konstrukce dvojkolí, jeho uložení a konstrukci brzd. Po návrhu konstrukce jsou parametry drezíny využity pro určení pohonu a převodového poměru. S již známými hodnotami zatížení byly kontrolovány některé části drezíny. V závěru práce jsou shrnuty vlastnosti drezíny a doporučení pro údržbu. Příloha obsahuje výkres sestavy drezíny.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

JOŠEK, J. *Treadle Track Trolley for Tourists : Bachelor Thesis* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2014, 53 p. Thesis head: Pišťáček, D.

The Bachelor thesis deals with the construction design of a treadle track trolley for tourists. At first was evaluated trolleys design solutions already existing and personal ideas. On the basis of the evaluation one of the construction ways was chosen, followed by construction solutions of the trolley. The solution includes frame of the trolley, way of changing the driving direction of the trolley, wheel set construction, construction and housing of the brakes. After designing the construction, the parameters of the trolley are used for determining the drive and gear ratio. Some parts of the trolley were controlled by already known load values. In conclusion are summarizes properties of the trolley and maintenance recommendations. The enclosure contains an assembly drawing of the trolleys.

Obsah

Seznam použitého značení	8
0 Úvod.....	10
1 Změna směru jízdy.....	11
1.1 Možné způsoby změny směru jízdy.....	11
1.1.1 Změna směru jízdy dle fungujících drezín	11
1.1.2 Změna směru jízdy pomocí otočné plošiny.....	12
1.1.3 Změna směru jízdy pomocí volnoběžky	13
1.2 Volba způsobu změny směru jízdy	14
2 Návrh konstrukce	15
2.1 Otočná sedlovka s řídítky	15
2.2 Volnoběžka	17
2.3 Změna směru záběru volnoběžky	20
2.4 Dvojkolí	21
2.5 Uložení dvojkolí	23
2.6 Brzdy.....	24
3 Řetězový převod	25
3.1 Návrh převodového poměru	26
3.1.1 Momenty a otáčky hnací řetězky.....	26
3.1.2 Varianty zatížení pohonu.....	29
3.1.3 Výpočet převodových poměrů	30
3.1.4 Volba převodového poměru	32
3.2 Dosahovaná rychlost drezíny	33
3.3 Další možnosti převodování	33
4 Konstrukční výpočty	34
4.1 Kontrola čepu sedlovky	34
4.2 Kontrola rámu drezíny	35
4.2.1 Úprava modelu pro MKP	35

4.2.2	Okrajové podmínky	36
4.2.3	Výsledky MKP	38
4.3	Kontrola hřídele dvojkolí.....	40
4.4	Kontrola ložisek.....	42
4.4.1	Kontrola statické únosnosti ložiska.....	43
4.4.2	Kontrola dynamické únosnosti ložiska.....	43
4.5	Kontrola vybraných částí volnoběžky.....	46
4.5.1	Kontrola kolíků: řetězka – volnoběžka	46
4.5.2	Kontrola kolíků: hnací část volnoběžky	48
4.5.3	Kontrola čepu západek	49
5	Závěr	51
6	Seznam použité literatury a software	52
7	Seznam příloh	53

Seznam použitého značení

B	Šířka ložiska	[mm]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[kN]
$D, D_r,$	Průměr	[mm]
F_K	Kolová síla	[N]
F_R	Radiální síla	[N]
F_O	Obvodová síla	[N]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	$[10^6 \text{ ot}]$
L_{10a}	Modifikovaná trvanlivost ložiska	$[10^6 \text{ ot}]$
L_{10ah}	Modifikovaná trvanlivost ložiska v hodinách	[h]
L_{10h}	Základní trvanlivost ložiska v hodinách	[h]
O	Obvod kola	[mm]
O_f	Odpor valení	[N]
O_S	Odpor stoupání	[N]
P	Výkon, ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[W], [kN]
P_m	Měrný výkon	[W/kg]
P_0	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[kN]
R_e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
$T, T_1, T_{1MIN}, T_{170},$ T_{1MAX}, T_{2MAX}	Krouticí moment	$[N \cdot m]$
Y_1, Y_2, Y_0	Koeficienty pro výpočet ložiska	[-]
$d, d_s, d_K, d_{\check{c}}$	Průměr	[mm]
e	Koeficient pro výpočet ložiska	[-]
f	Součinitel odporu valení	[-]
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
i	Převodový poměr	[-]
i'	Teoretický převodový poměr	[-]
k_S, s_0	Statická bezpečnost	[-]
$l_S, l_{\check{c}}$	Délka kolíku, čepu	[mm]
m_m, m_O, m_L	Hmotnost	[kg]
$n, n_1, n_{1MIN}, n_{1MAX},$ n_{2MAX}	Otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
n_K	Počet kusů	[-]

p	Exponent Wöhlerovy křivky	[-]
p_1, p_s	Střední měrný tlak	[MPa]
p_{D1}, p_D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
r	Rameno šlapadla	[mm]
r_V	Poloměr valení kola	[mm]
t	Čas	[s]
u	Dosažené úvratě	[-]
v_{MAX}	Maximální rychlost	[m/s],[km/h]
z_1', z_1, z_2	Počet zubů	[-]
α	Úhel stoupání kolejí	[°]
η_C	Celková účinnost	[-]
κ	Viskózní poměr	[-]
ν, ν_1	Kinematická viskozita	[mm ² ·s ⁻¹]
ξ	Rameno valivého odporu	[mm]
σ_{MAX}	Maximální napětí	[MPa]
τ	Napětí ve střihu	[MPa]
τ_D	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]

0 Úvod

Cílem bakalářské práce je navrhnout kolejovou šlapací drezínu pro turisty, která by zvýšila komfort cestování a zároveň nekladla vysoké požadavky na provozovatele drezín. Nabízí se zde možnost rozšíření použití turistických drezín, např. k přepravě jízdních kol (nebo jiných nákladů) přímo na drezíně.

Při návrhu byly kladeny požadavky na jednoduchou, pokud možno lehkou konstrukci drezíny, která odolá zatížení čtyř dospělých osob o maximální hmotnosti 120 [kg]. Drezína musí být schopna pohybu vyvozeného šlapáním minimálně jedné osoby.

Většina existujících drezín vyžaduje pro změnu směru jízdy kolejové obratiště, nebo ruční otočení celé drezíny, či její části. Proto bude navrhován způsob, který eliminuje potřebu kolejového obratiště a zároveň bude klást minimální požadavky na fyzickou a technickou zdatnost osob, které budou změnu směru provádět.

Dále bude navrhován způsob pohonu drezíny, protože již budou známy hodnoty vstupující do dalších výpočtů. S tím souvisí optimalizace převodového poměru tak, aby byla drezína schopna pohybu při daných podmínkách.

Po určení převodového poměru bylo možno provést výpočty částí drezíny. Protože se jedná o bakalářskou práci, proběhne výpočet jen některých vybraných částí.

1 Změna směru jízdy

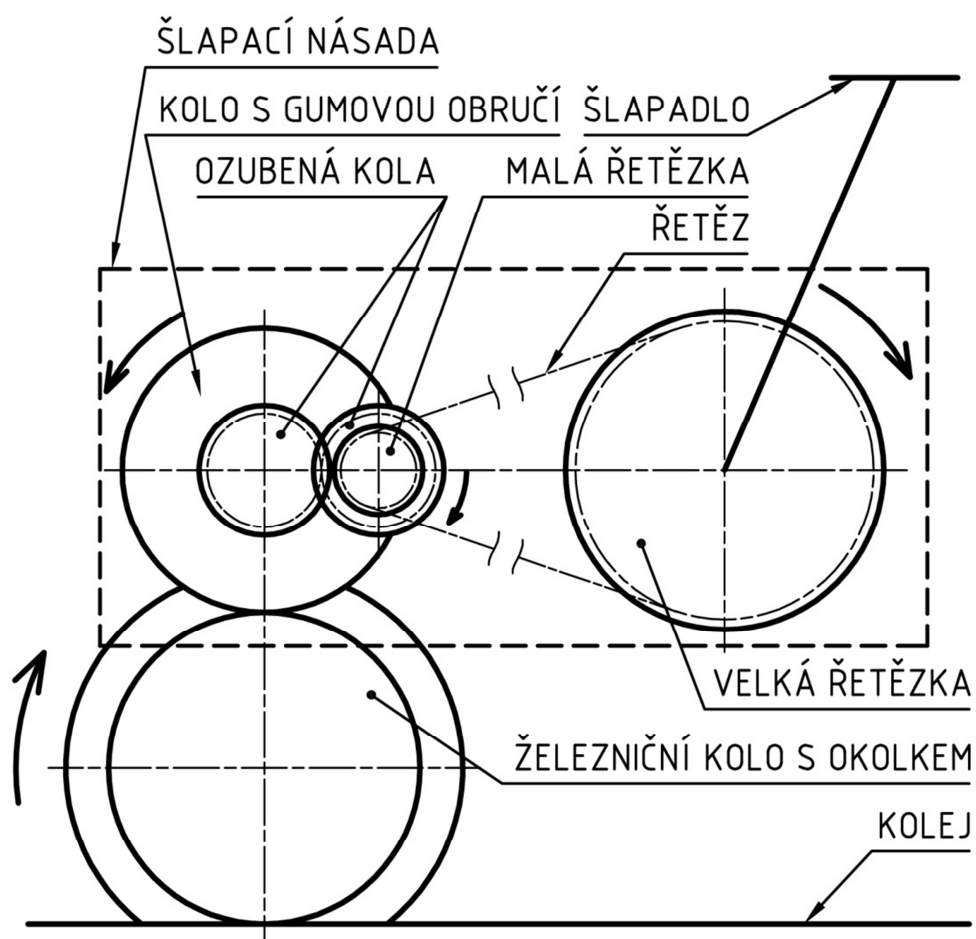
Budou shrnuty možnosti změny směru jízdy drezíny bez použití kolejového obratiště (nebo jejího ručního otočení) a vybrán jeden způsob, kterým se práce bude dále zabývat.

1.1 Možné způsoby změny směru jízdy

V této podkapitole nebudou uvedeny všechny možné způsoby změny směru jízdy, ale pouze tři uvažované.

1.1.1 Změna směru jízdy dle fungujících drezín

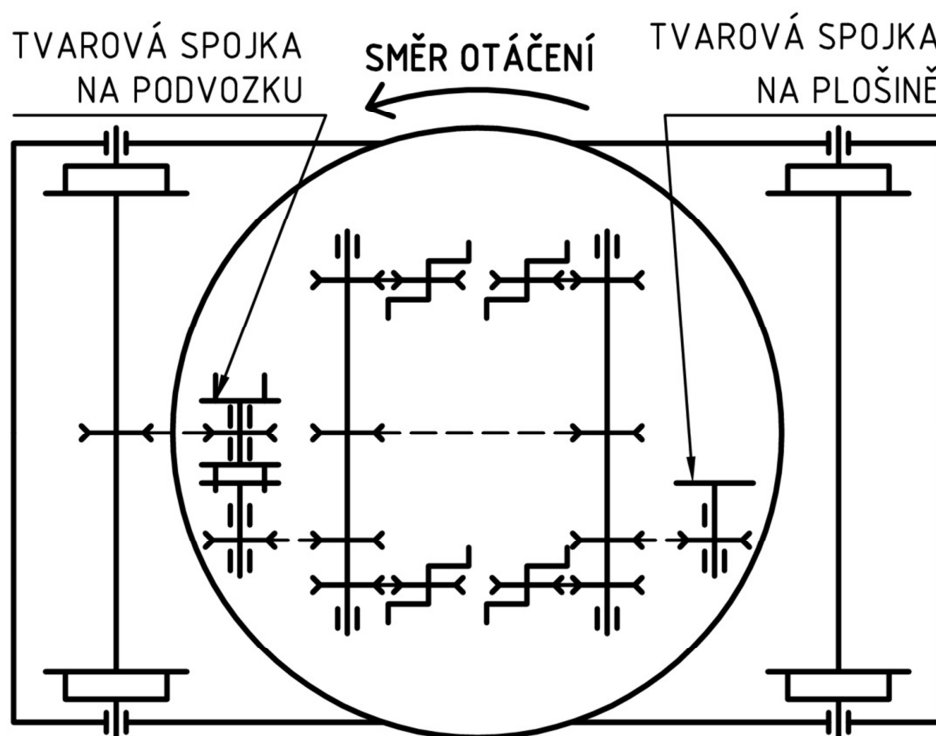
Podle vzoru již fungujících drezín v Ratíškovicích a Msteticích, je možná změna směru jízdy např. výměnou šlapací násady (přesun a otočení). Schéma pohonu pomocí šlapací násady je uvedeno na obr. 1.



Obr. 1 Schéma pohonu drezíny – šlapací násada.

1.1.2 Změna směru jízdy pomocí otočné plošiny

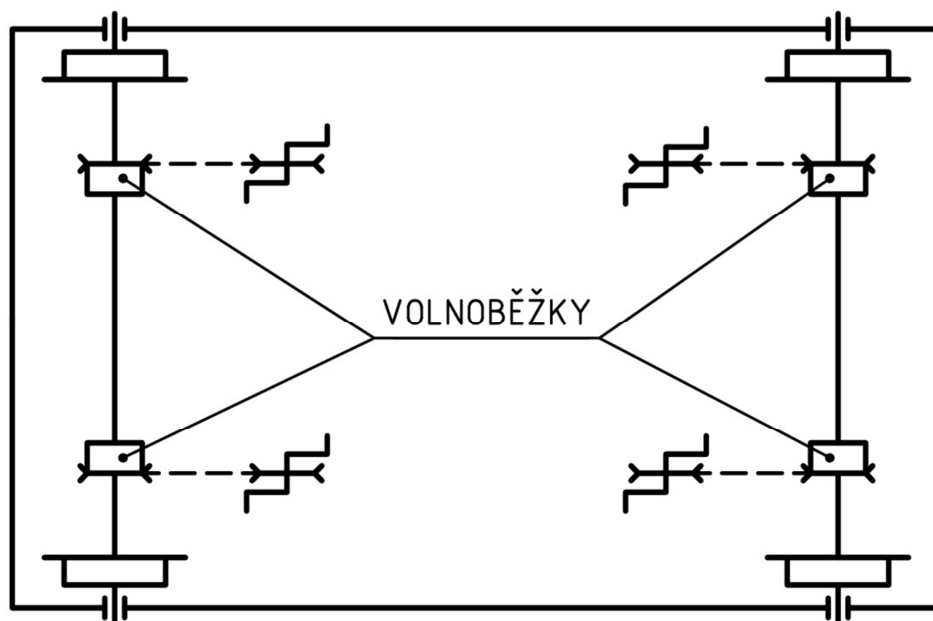
Plošina situovaná uprostřed drezíny by se otáčela na válečcích vedených v kruhovém věnci. Poloha by byla jištěna čepem. Přenos krouticího momentu mezi otočnou plošinou a podvozkem drezíny by byl zajištěn tvarovou spojkou (jedna polovina uložena na podvozkové části a druhá na otočné plošině). Pro lepší představu je schéma pohonu drezíny se šlapací násadou uvedeno na obr. 2.



Obr. 2 Schéma pohonu drezíny – otočná plošina

1.1.3 Změna směru jízdy pomocí volnoběžky

Poslední uvažovaný způsob změny směru jízdy je využití volnoběžky, která by umožňovala změnit polohu západek (podobně, jako je tomu u ráčny). Po změně polohy západek by se na čepu otočila jen sedlovka s řídítky. Vzdálenost osy šlapadel od sedlovky by byla zachována, protože čep sedlovky s řídítky by byl přibližně v jedné rovině jako osa šlapadel. Schéma pohonu je uvedeno na obr. 3.



Obr. 3 Schéma pohonu drezíny – volnoběžka

1.2 Volba způsobu změny směru jízdy

Při volbě způsobu změny směru jízdy byl brán ohled na co nejjednodušší manipulaci a minimální použití fyzické síly během otáčení.

Způsob uvedený v kapitole 1.1.1 je konstrukčně poměrně jednoduše řešený, avšak byly shledány dva problémy. První - nutnost přenosu šlapací násady. To může působit obtíže osobám s křehčí postavou. Druhý – za deště dochází ke snížení přilnavosti mezi železničním kolem a kolem s gumovou obručí. To může znesnadnit šlapání z důvodu prokluzu.

Další způsob – pomocí otočné plošiny vyžaduje velkou přesnost výroby a montáže. Na druhou stranu, jedná se o – pro obsluhu – velmi jednoduchý způsob otáčení, který eliminuje možné uživatelské chyby.

Poslední uvažovaný způsob – pomocí volnoběžky se jeví jako nejvýhodnější. Není tak konstrukčně náročný, jako otočná plošina, nejedná se o třecí převod a pro změnu směru jízdy není potřeba vynaložit tolik fyzické síly, jako v prvním případě.

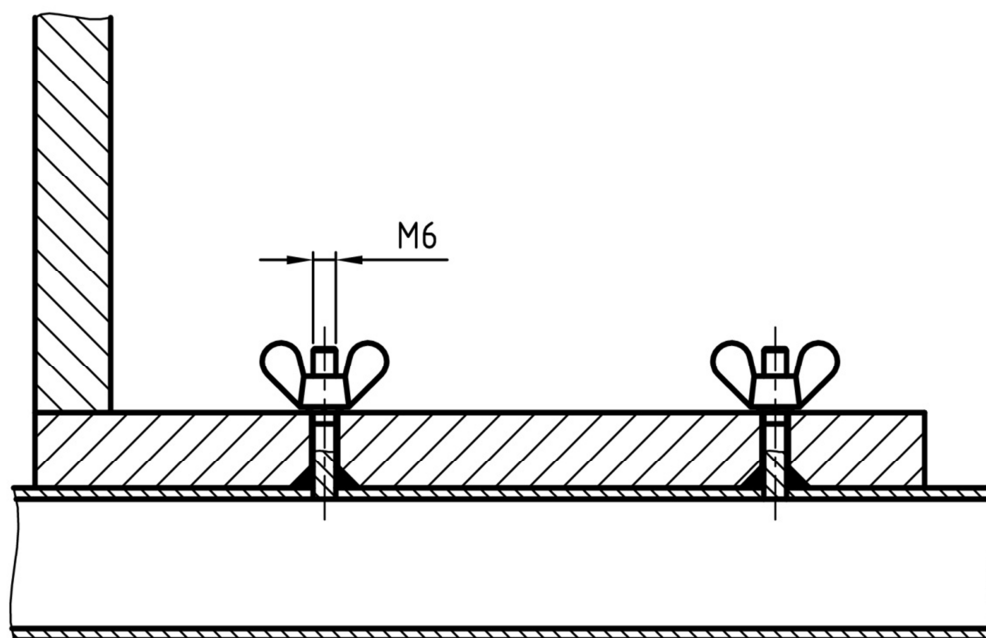
Práce se tedy bude zabývat verzí s použitím volnoběžek.

2 Návrh konstrukce

Pro drezínu byla navržena jednoduchá konstrukce ze svařovaných, převážně tenkostěnných profilů o tloušťce 2 až 3 [mm]. Podlážka drezíny je tvořena smrkovými palubkami. Místo palubek lze použít i hliníkový tvarovaný plech.

Aby bylo dosaženo nižší hmotnosti, byly navrženy i kola drezíny.

K rámu lze v případě potřeby jednoduše připevnit lavičku pro děti (obr. 4) pomocí křídlových matic M6



Obr. 4 Uchycení lavičky k rámu drezíny

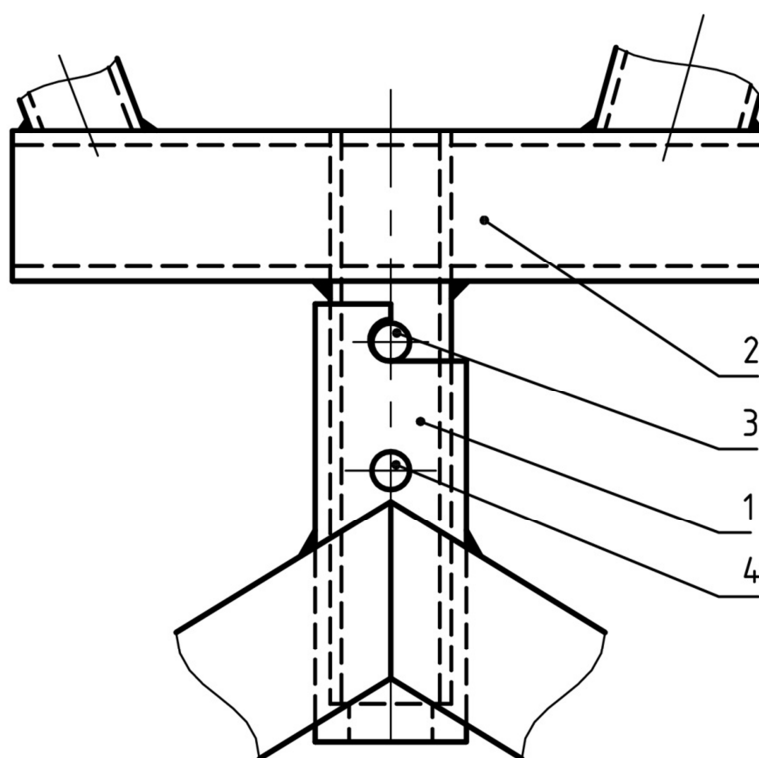
2.1 Otočná sedlovka s řídítky

Rozměry sedlovky s řídítky byly navrženy podle rámu jízdního kola se změnou polohy řídítek, která nyní mají jen opěrnou funkci. Na řídítkách se nachází páčka brzdy. Sedlo lze nastavovat stejně, jako u jízdního kola – rychloupínací objímkou pod sedlem.

Konstrukce sedlovky s řídítky je otočná pouze v rozmezí 180°, aby nedocházelo k zamotávání brzdového lanka. To je vedeno po boku konstrukce, tudíž ani nedochází ke změně jeho délky při otočení. Hmotnost šlapající osoby a sedlovky s řídítky je nesena

osazením otvoru, ve kterém je zasunuta sedlovka s řídítky. Přenos této síly je podobný jako u neotočného axiálního čepu. Výpočet axiálního čepu je v kapitole 4.1.

Poloha konstrukce je zajištěna výsuvným čepem. Rozmezí 180° je dosaženo pomocí kolíku (ten je pevně spojen s čepem sedlovky a vystupuje jen na jednu stranu čepu) a frézované drážky, po jejímž povrchu se kolík posouvá. Poloha 0° a 180° se zajišťuje výsuvným čepem. Axiální čep sedlovky je uložen s tolerancí H7/f7, aby nedocházelo k jejímu „kolébání“.



Obr. 5 Konstrukce otočné sedlovky s řídítky
1 – pevný rám drezíny; 2 – otočná sedlovka s řídítky; 3 – kolík;
4 – otvor pro zajišťovací čep

2.2 Volnoběžka

Z důvodu průběhu řízení o průmyslové ochraně, strany 17 - 20 nejsou k dispozici.

Z důvodu průběhu řízení o průmyslové ochraně, strany 17 - 20 nejsou k dispozici.

Z důvodu průběhu řízení o průmyslové ochraně, strany 17 - 20 nejsou k dispozici.

2.3 Změna směru záběru volnoběžky

Z důvodu průběhu řízení o průmyslové ochraně, strany 17 - 20 nejsou k dispozici.

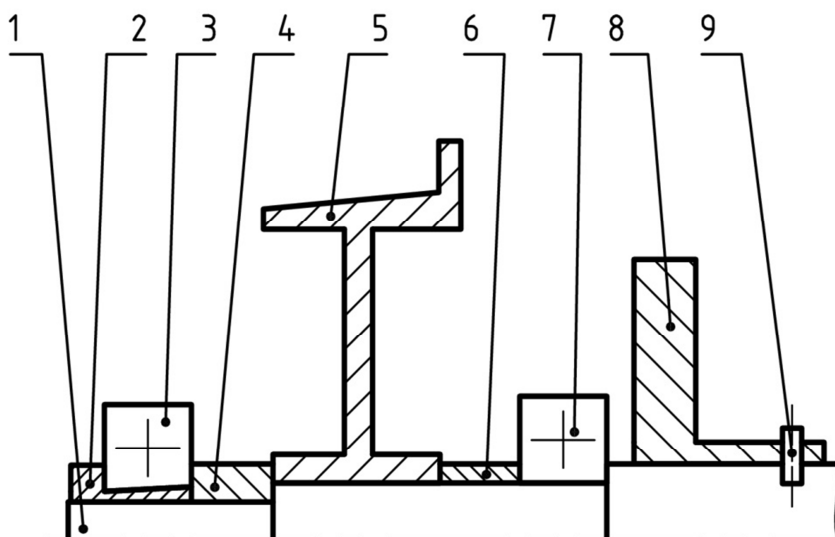
2.4 Dvojkolí

Pro zajištění rozebíratelnosti musí být dvojkolí osazeno. Počet osazení byl volen podle dostupných technologií upínání prvků. Protože je dvojkolí symetrické na obou stranách, bude se řešit jen rozmístění komponent na polovině soukolí. Přehled komponent a jejich zajištění je v tab. 1.

Tab. 1 Přehled komponent a zajištění

Komponenta	Zajištění na hřídeli
Ložisko dvojkolí	Upínací pouzdro
Železniční kolo	Evolventní drážkování, 2× rozpěrná trubka
Ložisko volnoběžky	Přesah, osazení, rozpěrná trubka
Hnaná část volnoběžky	Evolventní drážkování, stavěcí šroub

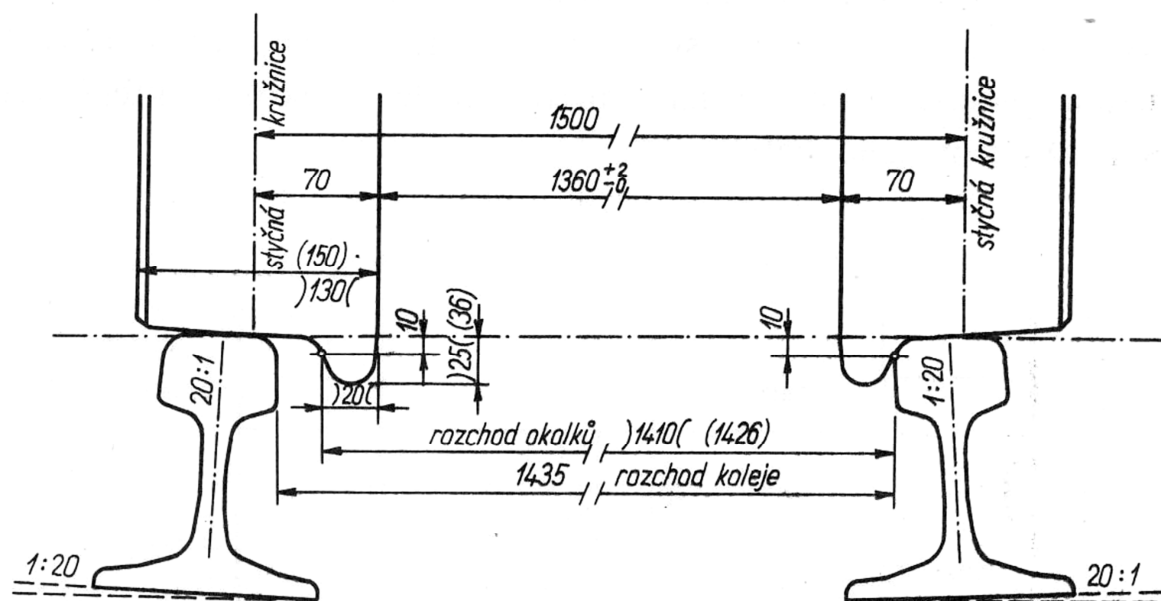
Minimální počet osazení hřídele je 2. Rozložení komponent na hřídeli vizte obr. 10.



Obr. 10 Schéma rozložení komponent na hřídeli dvojkolí

1 – hřídel dvojkolí; 2 – upínací pouzdro; 3 – ložisko dvojkolí; 4 – rozpěrná trubka;
5 – železniční kolo; 6 – rozpěrná trubka; 7 – ložisko volnoběžky; 8 – hnaná část
volnoběžky; 9 – stavěcí šroub

Rozměry dvojkolí byly určeny pomocí obr. 11.

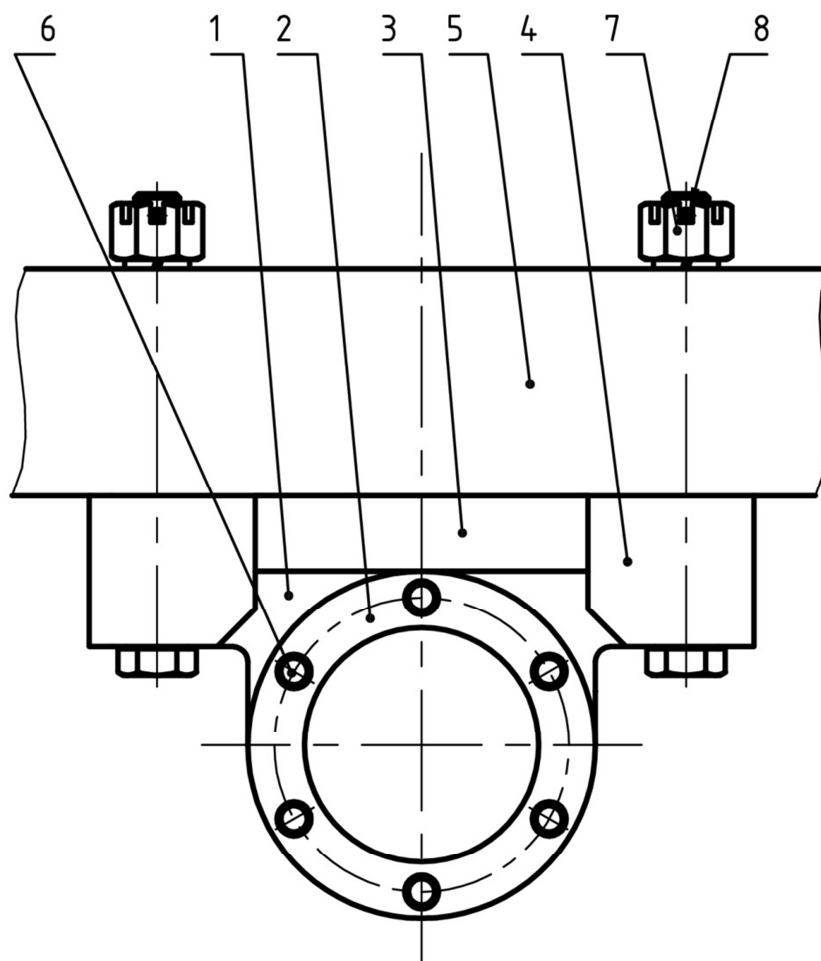


Obr. 11 Rozchod kolejí, rozměry soukolí [5]

2.5 Uložení dvojkolí

Dvojkolí je uloženo ve dvou naklápěcích kuličkových ložiskách. Ložiska jsou pevně umístěna v ložiskovém domku. Ložisko je z vnější strany kryto víčkem, z vnitřní strany těsněno guferem.

Mezi ložiskovým domkem a rámem drezíny je umístěn pryžový blok, který má za úkol tlumit vibrace od nerovnosti kolejí. Domek je zespod připevněn k rámu pomocí dvou šroubů M12×120 a korunových matic M12. K zamezení samovolnému povolení matic, je použito závlaček. Domek, spolu s pryžovým blokem je veden dvěma U-profilů, aby nedocházelo k nežádoucímu ohybu šroubů.

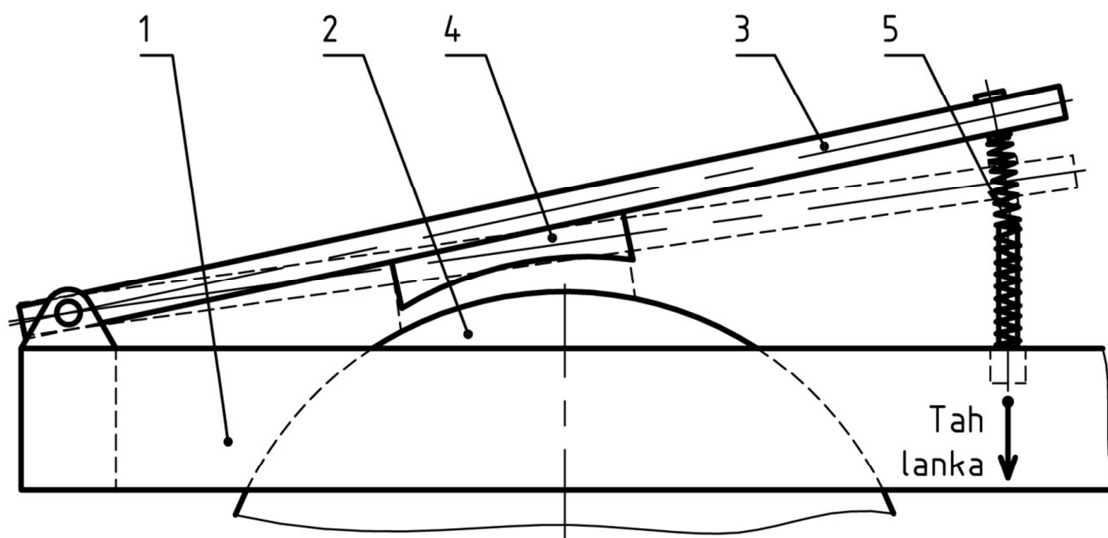


Obr. 12 Uložení dvojkolí

1 – ložiskový domek; 2 – víko; 3 – pryžový blok; 4 – vedení U-profilem;
5 – rám drezíny; 6 – šrouby víka; 7 – korunová matice; 8 – závlačka

2.6 Brzdy

Pro drezínu byly zvoleny jednočelist'ové brzdy. Pryžové třecí segmenty jsou přitlačovány pákou na povrch železničního kola. Páka je ovládána lankem, které vede k páčce na řídítkách. Pro odbrzdění je páka brzdy odtlačována od kola vinutou pružinou. Každá šlapající osoba ovládá jednu brzdou. Brzdy jsou uloženy na jednoduché konstrukci přivařené k rámu drezíny.



Obr. 13 Konstrukce brzd

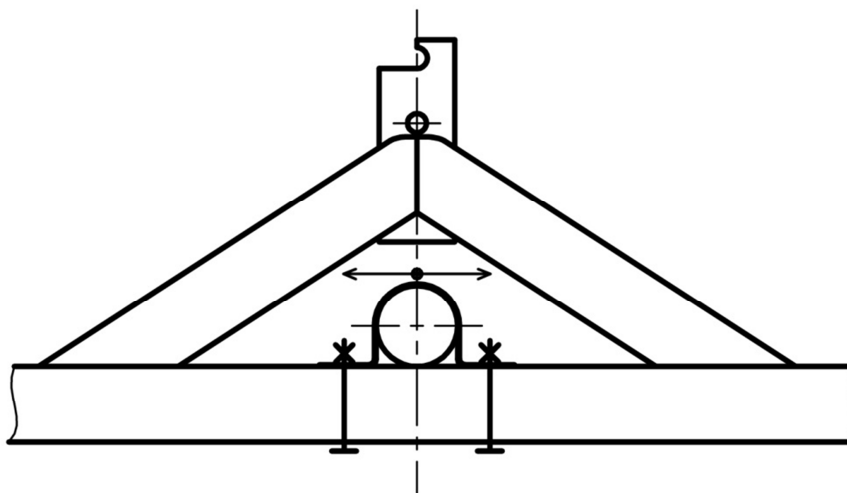
1 – rám drezíny; 2 – kolo; 3 – páka brzdy; 4 – třecí segment; 5 – tlačná pružina;

3 Řetězový převod

V této kapitole je popsán návrh a volba převodového poměru, určení počtu zubů řetězových kol, dosahovaná rychlost drezíny, uspořádání převodu a možnosti rozšíření převodování.

Pro pohon je volen válečkový řetěz z bicyklu. Řetěz dále není kontrolován, neboť se vychází z předpokladu, že silové působení nebude jiné, než jaké je uvažováno u bicyklu a pro které je řetěz navržen.

Hnaná řetězka je upevněna k rámu drezíny pomocí objímky a dvou šroubů. Uložení umožňuje napínání řetězu. S vhodně zvolenými počty článků řetězu jsou posuvy při napínání řetězu zanedbatelné.



Obr. 14 Napínání řetězu

3.1 Návrh převodového poměru

Aby bylo možné určit potřebný převodový poměr, je nutné nejprve zvolit krouticí moment a otáčky, které vyvíjí šlapající osoba. Navrhovaný převodový poměr by také měl vyhovovat různým typům zatížení pohonu drezíny. Optimalizací těchto vstupů bude získán vhodný převodový poměr.

3.1.1 Momenty a otáčky hnací řetězky

Momenty byly vypočítány z hmotností, kterými osoba působí na šlapadlo. Působící hmotnosti a přibližné otáčky byly získány experimentem, případně odhadem.

Momenty byly vypočteny podle následujícího vztahu:

$$T = m_m \cdot g \cdot r \text{ [Nm]} \quad (1)$$

Kde:

m_m – naměřená působící hmotnost [kg]

g – gravitační zrychlení – zaokrouhleno na 10 [ms^{-2}]

r – rameno šlapadla – v tomto případě $r = 0,17$ [m]

Po dosazení hodnot do vzorce (1):

$$T = m_m \cdot 10 \cdot 0,17 = m_m \cdot 1,7 \text{ [Nm]}$$

Tab. 2 Naměřené a odhadnuté hmotnosti, vypočtené momenty

Popis zatížení	Naměřená hmotnost [kg]	Označení	Vypočtený moment [Nm]
Pohodlné šlapání	10	$T_{1\text{MIN}}$	17
Průměrné šlapání	23	T_1	39,1
Váha 70kg osoby	70	$T_{1\ 70}$	119
Váha 120kg osoby	120	$T_{1\text{MAX}}$	204

Otáčky byly vypočítány z počtu sešlápnutí pedálů u [-] za časový úsek $t = 30$ [s] pomocí vzorce (2). Hodnoty otáček jsou orientační, slouží k přibližnému určení maximální rychlosti drezíny a k ověření, zda je možno těchto otáček dosáhnout při daných momentech.

$$n = \frac{u \cdot 60}{2 \cdot t} [\text{min}^{-1}] \quad (2)$$

Po dosazení hodnot do vzorce (2) a následné úpravě zjistíme, že počet sešlápnutí je přímo roven otáčkám za minutu.

$$n = \frac{u \cdot 60}{2 \cdot 30} = u [\text{min}^{-1}]$$

Naměřené hodnoty byly sepsány do tab. 3. K těm byl doplněn popis rychlosti šlapání.

Tab. 3 Hodnoty otáček při různých způsobech šlapání

Rychlost šlapání	Počet sešlápnutí [-]	Označení	Vypočtené otáčky [min^{-1}]
Pomalu	36	$n_{1\text{MIN}}$	36
Průměrně	54	n_1	54
Rychle	90	$n_{1\text{MAX}}$	90

Pro další výpočty bylo nutno k jednotlivým hodnotám otáček doplnit i momenty, kterých lze šlapáním dosáhnout. Dosažitelné momenty byly zjištěny pomocí podmínky:

$$P_m \cdot m_o \geq P = \frac{T \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ [W]} \quad (3)$$

Kde je:

P_m – měrný výkon člověka, $P_m = 3 \text{ [W/kg]}$ dle [7]

m_o – hmotnost osoby, $m_o = 70 \text{ [kg]}$

T – působící moment [Nm]

n - otáčky [min^{-1}]

Po úpravě:

$$210 \geq \frac{T \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ [W]}$$

Vypočtené výkony a přiřazení jednotlivých otáček k momentům jsou uvedeny v tab. 4:

Tab. 4 Vypočtené výkony, přiřazení otáček a momentů

Moment [Nm]	Otáčky [min^{-1}]	Výkon [W]	Podmínka
$T_{1\text{MIN}} = 17$	$n_{1\text{MIN}} = 36$	64,1	Splněna
	$n_1 = 54$	96,1	Splněna
	$n_{1\text{MAX}} = 90$	160,2	Splněna
$T_1 = 39,1$	$n_{1\text{MIN}} = 36$	147,4	Splněna
	$n_1 = 54$	221,1	Hraniční stav
	$n_{1\text{MAX}} = 90$	368,5	Nesplněna
$T_{1\ 70} = 119$	$n_{1\text{MIN}} = 36$	448,6	Nesplněna
$T_{1\text{MAX}} = 204$	$n_{1\text{MIN}} = 36$	769,1	Nesplněna

I přesto, že některé podmínky nebyly splněny, je možno tyto kombinace brát v úvahu. Důvodem jsou otáčky, které šlapající osoba může dle libosti měnit.

3.1.2 Varianty zatížení pohonu

Protože šlapání jedné osoby při maximálním zatížení drezíny v maximálním možném stoupání adhezní trati vyžadovalo příliš velký převodový poměr, bylo jej zapotřebí optimalizovat na reálně využívanou a nejpříjemnější hodnotu. K optimalizaci poslouží výpočet převodového poměru v různých variantách zatížení a stoupání. Maximální povolené stoupání adhezní trati v ČR je podle [6] 45‰. Odhadovaná hmotnost drezíny je 270 kg, Maximální hmotnost jedné osoby je 120 kg.

Pro optimalizaci převodového poměru byly zvoleny tyto případy:

- Zatížení drezíny 2 osobami, 1 šlapající osoba, rovina, moment T_{1MIN} , celková hmotnost drezíny 510 kg
- Zatížení drezíny 2 osobami, 1 šlapající osoba, sklon 45‰, moment T_{170} , celková hmotnost drezíny 510 kg
- Zatížení drezíny 2 osobami, 2 šlapající osoby, sklon 45‰, moment $2 \times T_1$, celková hmotnost drezíny 510 kg
- Zatížení drezíny 3 osobami, 1 šlapající osoba, rovina, moment T_{1MIN} , celková hmotnost drezíny 630 kg
- Zatížení drezíny 3 osobami, 2 šlapající osoby, sklon 45‰, moment $2 \times T_{170}$, celková hmotnost drezíny 630 kg
- Zatížení drezíny 3 osobami, 3 šlapající osoby, sklon 45‰, moment $3 \times T_1$, celková hmotnost drezíny 630 kg
- Zatížení drezíny 4 osobami, 1 šlapající osoba, rovina, moment T_{1MIN} , celková hmotnost drezíny 750 kg
- Zatížení drezíny 4 osobami, 2 šlapající osoby, sklon 45‰, moment $2 \times T_{170}$, celková hmotnost drezíny 750 kg
- Zatížení drezíny 4 osobami, 3 šlapající osoby, sklon 45‰, moment $3 \times T_1$, celková hmotnost drezíny 750 kg
- Zatížení drezíny 4 osobami, 4 šlapající osoby, sklon 45‰, moment $4 \times T_1$, celková hmotnost drezíny 750 kg

3.1.3 Výpočet převodových poměrů

Pro zjednodušení byl výpočet proveden v software Microsoft Excel. Výsledné hodnoty převodových poměrů jsou uvedeny v tab. 5. Nyní budou uvedeny vzorce použité při výpočtu převodového poměru.

Aby se drezína mohla pohybovat, musí být splněna rovnováha kolové síly a odporů.

$$F_K \geq \sum O \text{ [N]} \quad (4)$$

Kde:

F_K je kolová síla [N] a

$\sum O$ je suma všech působících odporů. Pro tento účel se bude brát v úvahu pouze odpor valení a odpor stoupání.

Kolová síla F_K se vypočte podle následujícího vztahu:

$$F_K = \frac{T \cdot i \cdot \eta_C}{r_V} \text{ [N]} \quad (5)$$

Kde je:

T – krouticí moment podílející se na pohonu drezíny [Nm]

i – celkový převodový poměr [-]

η_C – celková účinnost hnací soustavy [-]. Pro výpočet převodového poměru bude zanedbána.

r_V – poloměr kola, po kterém se drezína odvaluje [m].

Poloměr kola drezíny je $r_V = 0,15$ [m]

Vzorec pro výpočet odporu valení O_f při daném stoupání:

$$O_f = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad (6)$$

Kde je:

m – celková hmotnost drezíny [kg]

g – gravitační zrychlení $g = 10$ [ms^{-2}]

f – součinitel valivého odporu [-].

α – stoupání kolejí [°]

Výpočet součinitele valivého odporu f :

$$f = \frac{\xi}{r_v} [-] \quad (7)$$

Kde je:

ξ – rameno valivého odporu [mm]. Pro ocelové kolo na kolejnici je podle [-] $\xi = 0,5$ [mm].

Vzorec pro výpočet odporu stoupání O_s :

$$O_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (8)$$

Po dosazení vztahů do vzorce (3):

$$\frac{T \cdot i \cdot \eta_c}{r_v} \geq m \cdot g \cdot \frac{\xi}{r_v} \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

Po další úpravě byl získán vzorec pro výpočet potřebného převodového poměru:

$$i \geq \frac{\left(m \cdot g \cdot \frac{\xi}{r_v} \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha\right) \cdot r_v}{T \cdot \eta_c} [-] \quad (9)$$

Tab. 5 Hodnoty převodových poměrů dle případů z kap. 3.1.2

Zatížení drezíny	2 osoby			3 osoby		
Šlapající osoby [-]	1	1	2	1	2	3
Sklon trati [‰]	0	45	45	0	45	45
Krouticí moment [Nm]	17	119	2×39,1	17	2×119	3×39,1
Celková hmotnost [kg]	510	510	510	630	630	630
Převodový poměr [-]	0,156	0,323	0,492	0,193	0,200	0,405

Pokračování tab. 4

Zatížení drezíny	4 osoby			
Šlapající osoby [-]	1	2	3	4
Sklon trati [‰]	0	45	45	0
Krouticí moment [Nm]	17	2×119	3×39,1	4×39,1
Celková hmotnost [kg]	750	750	750	750
Převodový poměr [-]	0,230	0,238	0,482	0,362

3.1.4 Volba převodového poměru

Převodový poměr byl volen vzhledem k vypočteným hodnotám z předchozí kapitoly, dostupným cyklo komponentám a konstrukčnímu řešení drezíny.

Teoretický převodový poměr byl zvolen:

$$i' = 0,5$$

Protože konstrukce volnoběžky omezuje velikost, tím pádem i počet zubů hnaného řetězového kola, byl jako první volen počet zubů pro hnanou řetězku.

Počet zubů hnané řetězky $z_2 = 21$ [-]

Podle jednoduchého vzorce byl vypočítán přibližný počet zubů z'_1 :

$$z'_1 = \frac{z_2}{i'} = \frac{21}{0,5} = 42 \text{ [-]} \quad (10)$$

Podle dostupných cyklo komponent, byl zvolen počet zubů $z_1 = 38$.

Výpočet skutečného převodového poměru:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{21}{38} = 0,553 \text{ [-]} \quad (11)$$

Protože skutečný převodový poměr je větší než vypočtené potřebné převodové poměry z tab. 5, stačí k pohonu drezíny za daných podmínek nižší krouticí momenty, než jaké byly zvoleny.

Podle navržených řetězek byl pomocí [11] určen počet článků řetězu $X = 134$ [-].

3.2 Dosahovaná rychlost drezíny

S vypočteným skutečným převodovým poměrem je možno určit přibližnou maximální rychlost drezíny. Skutečná maximální rychlost ale závisí zdatnosti šlapající(ch) osob(y).

Výpočet přibližné maximální rychlosti drezíny:

$$v_{\text{MAX}} = 0 \cdot \frac{n_{2\text{MAX}}}{60} \cdot 3,6 = 2 \cdot \pi \cdot r_V \cdot \frac{n_{2\text{MAX}}}{60} \cdot 3,6 = 7,2 \cdot \pi \cdot r_V \cdot \frac{n_{1\text{MAX}}}{60 \cdot i} \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (12)$$

$$v_{\text{MAX}} = 7,2 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot \frac{90}{60 \cdot 0,553} = 9,2 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$$

3.3 Další možnosti převodování

Pro drezínu bylo uvažováno o možnosti měnitelného převodového poměru. Toto řešení by přineslo výhody v podobě vyšší dosahované rychlosti drezíny (odhadem cca 12 km/h) a většího pohodlí šlapajících osob.

Měnitelný převodový poměr by byl realizován na hnací hřídeli, tedy použitím šlapadel se třemi řetězkami. Samotná změna převodového poměru by byla prováděna vytvořeným přesmykačem, který by řetěz zároveň napínal. Dále by tento přesmykač umožňoval změnu směru otáčení. To by bylo zajištěno jeho souměrnou konstrukcí podle rovnoběžky se spojnicí os hnací a hnané řetězky.

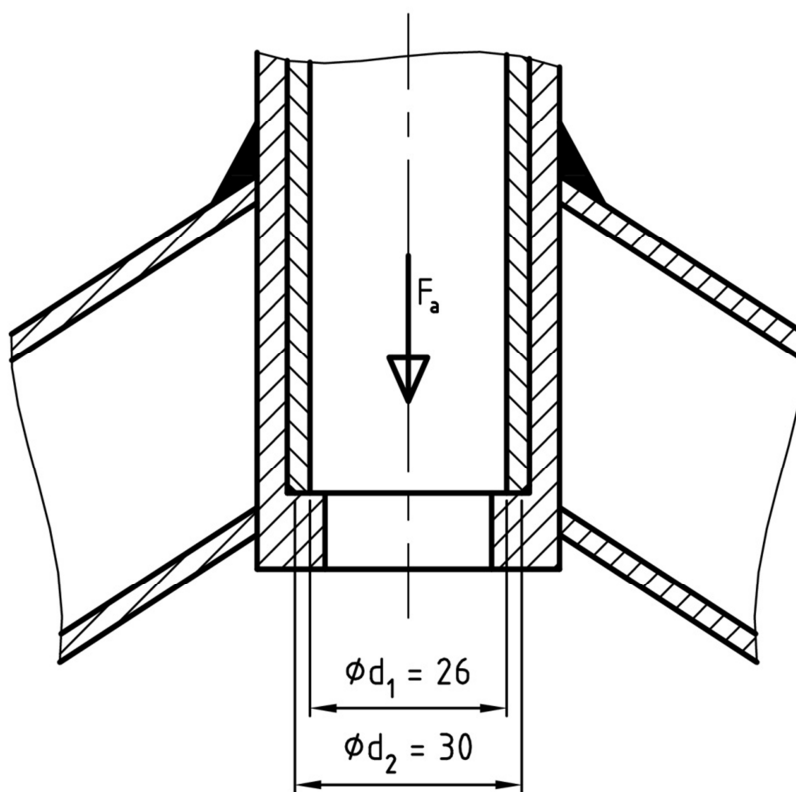
Z důvodu složitosti konstrukce přesmykače a nedostatečného prostoru pro aplikaci na drezínu, bylo od tohoto řešení upuštěno.

4 Konstrukční výpočty

Zde budou popsány kontroly vybraných navrhovaných částí drezíny. Vybranými částmi jsou: axiální čep otočné sedlovky s řídítky, rám drezíny, hřídel dvojkolí, ložiska, některé části volnoběžky přenášející krouticí moment.

4.1 Kontrola čepu sedlovky

Axiální čep otočné sedlovky s řídítky byl kontrolován na otláčení podle [1]. Axiální síla F_a odpovídá síle, vyvinuté hmotností 120kg osoby. Tj. $F_a = 1200$ N. Stykové rozměry čepu jsou vyznačeny na obr. 15.



Obr. 15 Stykové rozměry axiálního čepu

Výpočet:

$$p_s = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2)} \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (13)$$

Kde dovolený měrný tlak p_D byl volen podle [1], $p_D = 100$ MPa.

Po dosazení hodnot:

$$p_s = \frac{1200}{\frac{\pi}{4} \cdot (30^2 - 26^2)} \leq 100 \text{ [MPa]}$$

$$p_s = 6,8 \leq 100 \text{ [MPa]}$$

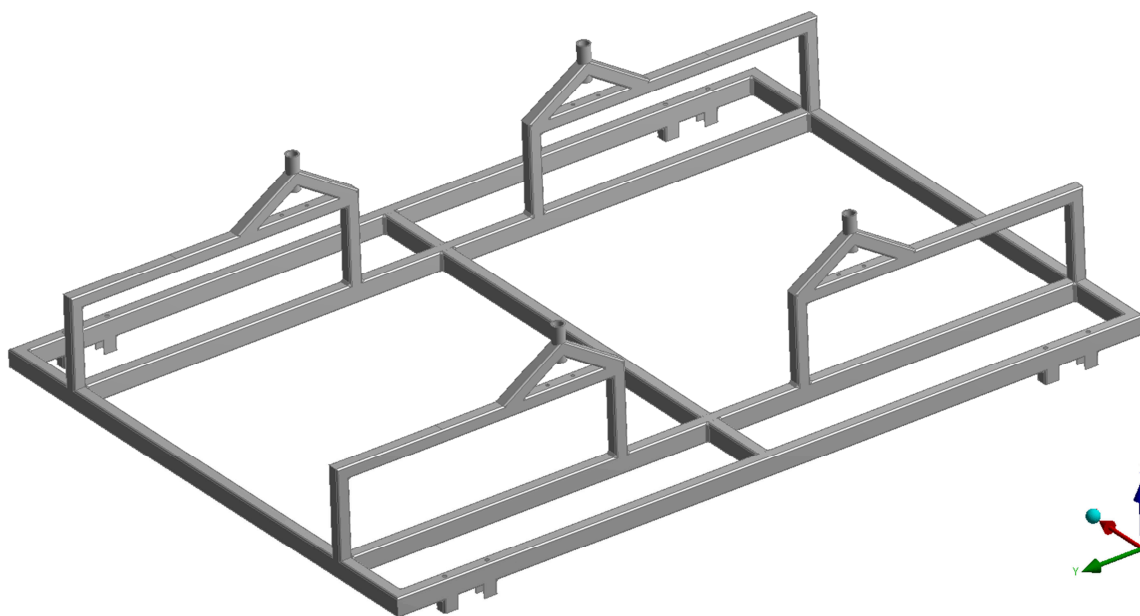
Podmínka dovoleného měrného tlaku byla splněna.

4.2 Kontrola rámu drezíny

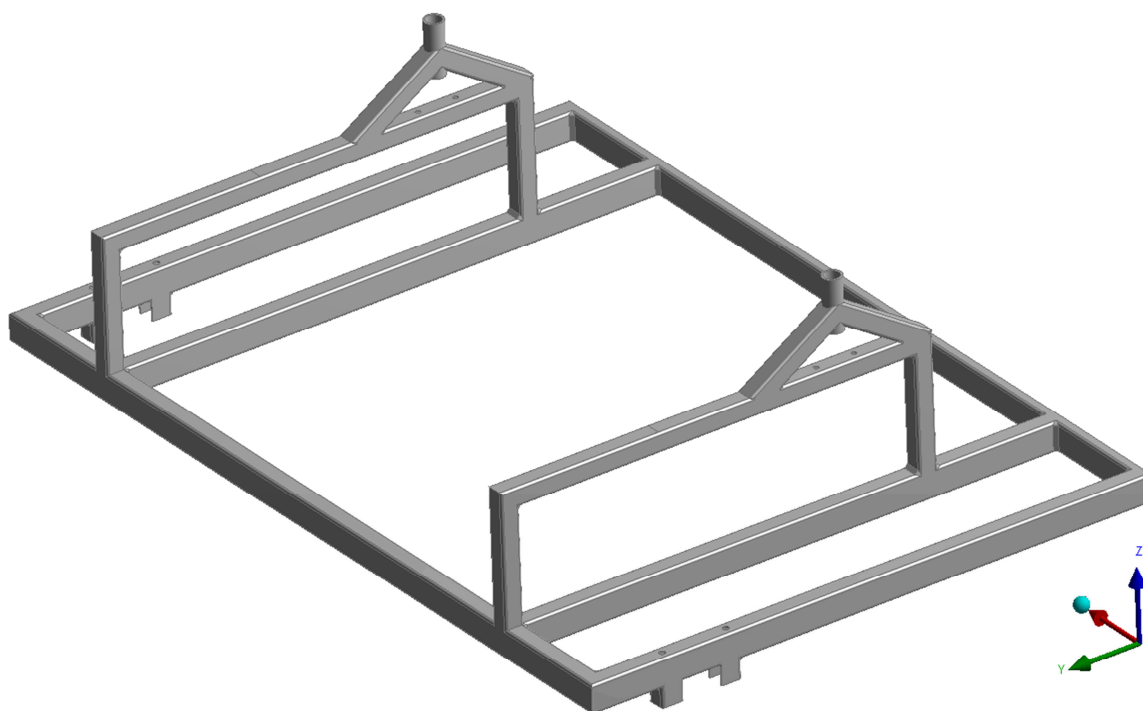
Rám drezíny byl kontrolován staticky metodou konečných prvků (dále jen MKP) pomocí software ANSYS Workbench 14.5.

4.2.1 Úprava modelu pro MKP

Protože je předpokládáno maximální zatížení drezíny, tím pádem i rozložení působících sil je symetrické, tudíž je možno rám rozdělit jak ukazují obr. 16 a 17:



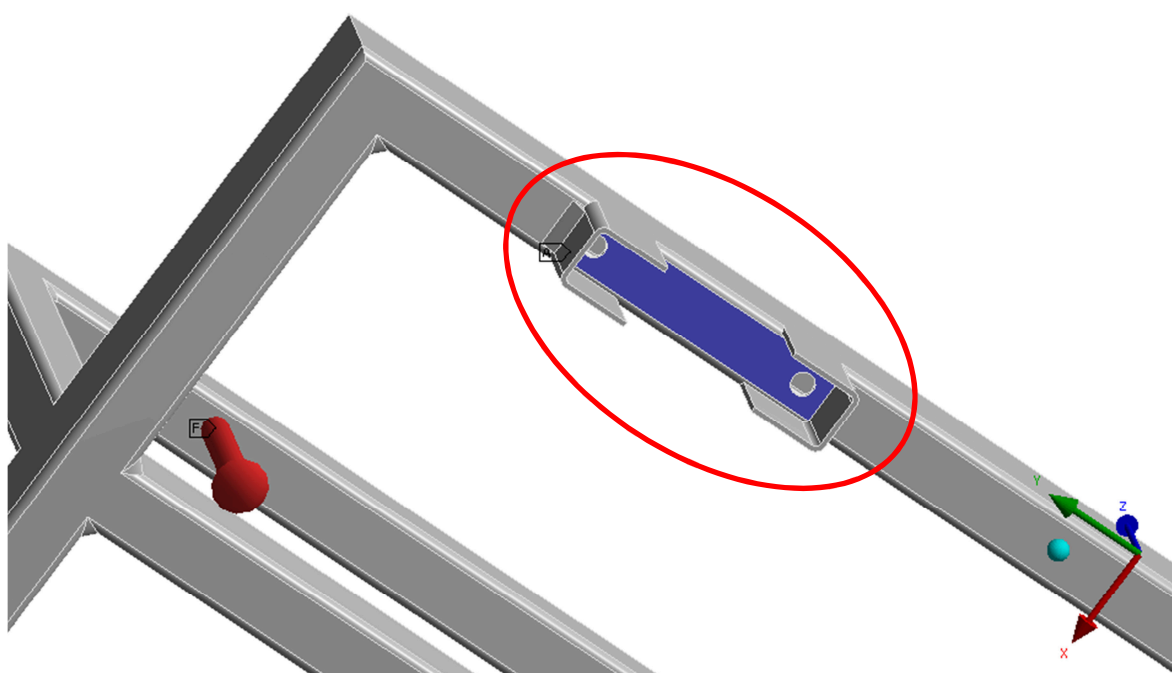
Obr. 16 Původní model rámu



Obr. 17 Upravený model rámu

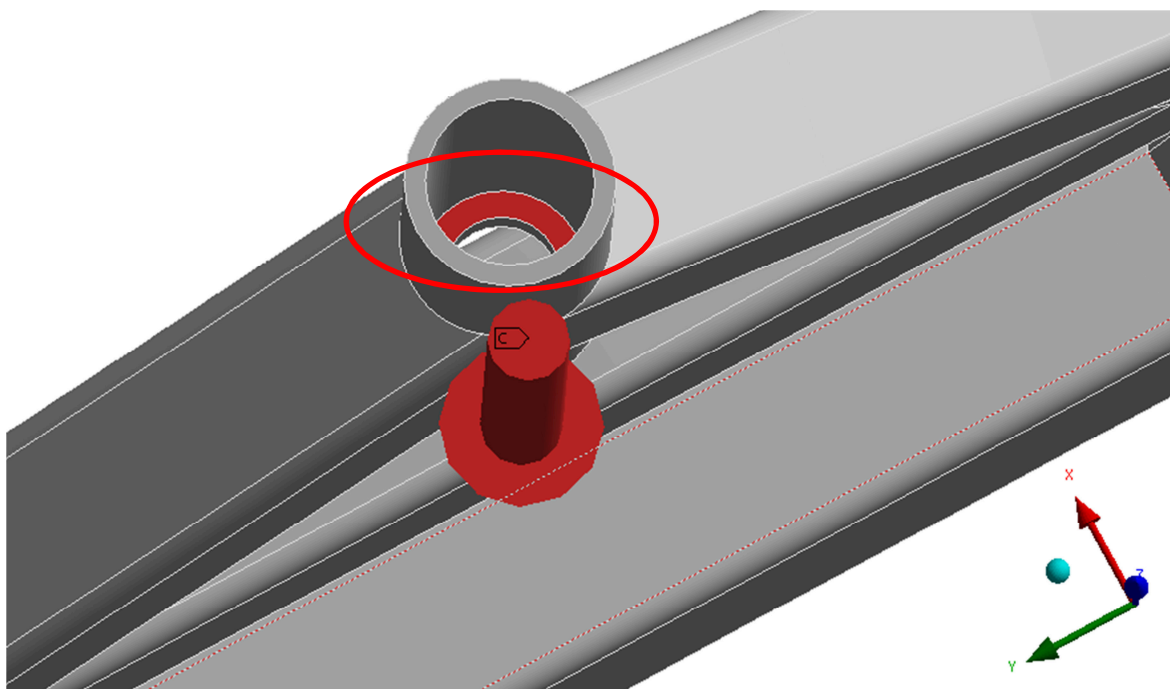
4.2.2 Okrajové podmínky

V místě uložení dvojkolí byly vloženy pevné vazby (obr. 18).



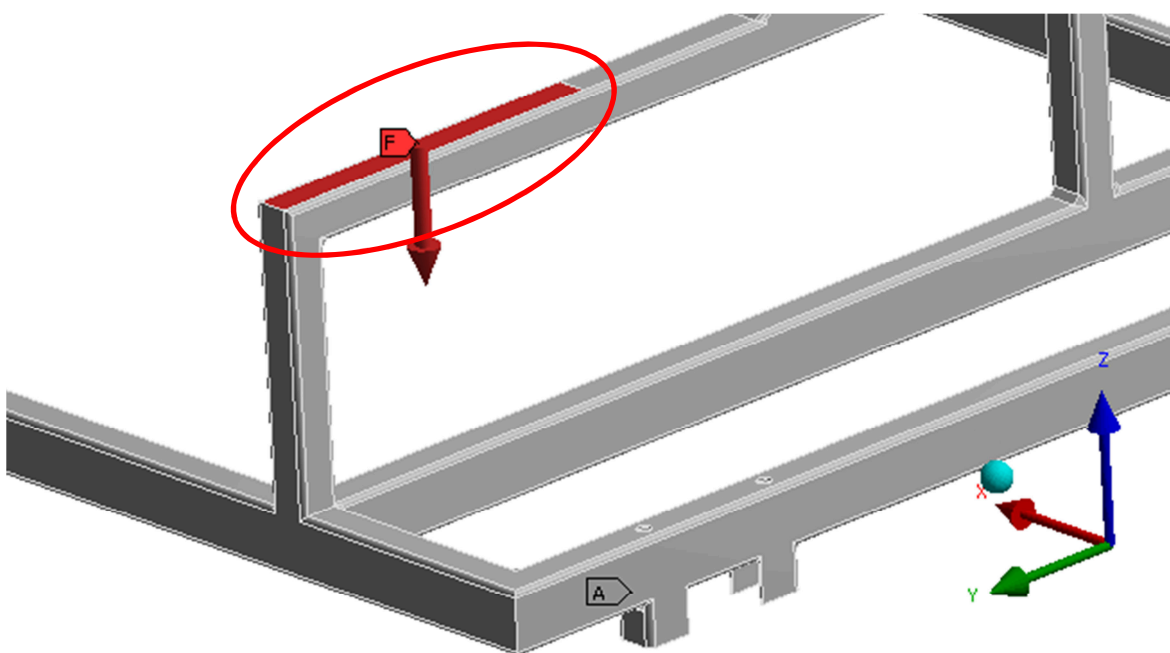
Obr. 18 Pevná vazba

Silové působení šlapající osoby včetně tíhy sedlovky s řídítky (celkem odhadováno 1300 [N]), bylo umístěno v místě kontaktu rámu se sedlovkou s řídítky (obr. 19).



Obr. 19 Silové působení od osoby a sedlovky s řídítky

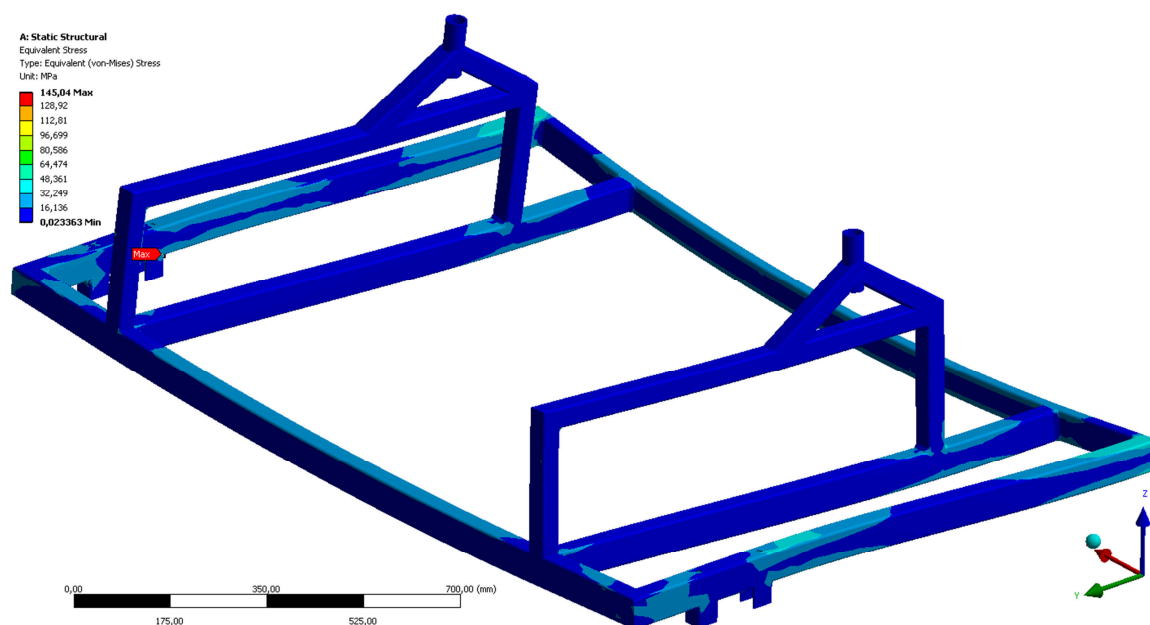
Poslední silové působení bylo zadáno do místa kontaktu lavičky s rámem (obr. 20). Tato síla byla odhadnuta na 500 [N].



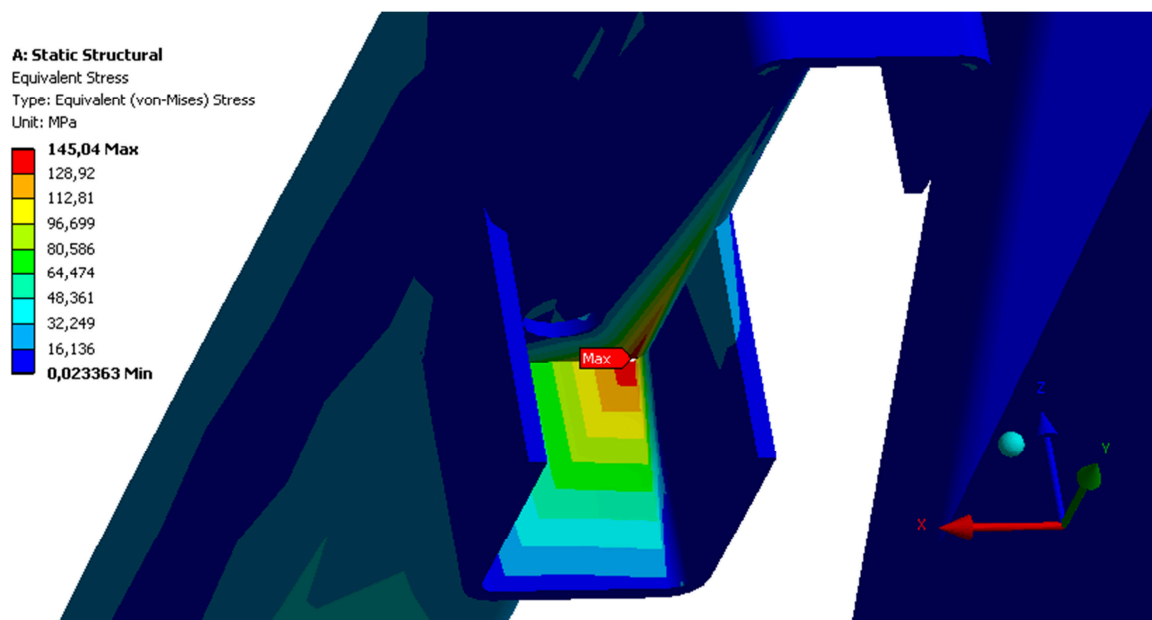
Obr. 20 Silové působení lavičky s dětmi

4.2.3 Výsledky MKP

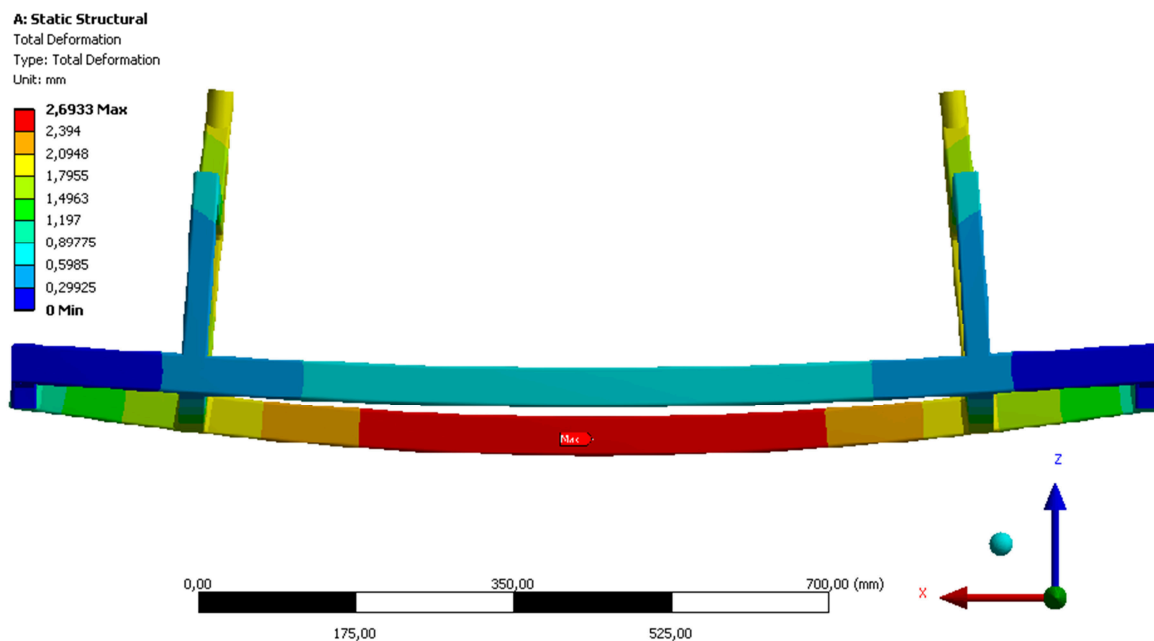
Výstupem analýzy rámu jsou grafická znázornění působících napětí [MPa] dle hypotézy HMH (obr. 21 a 22) a celkového posunutí [mm] (obr. 23 a 24). Obrázky s výsledky jsou v příloze H zvětšeny.



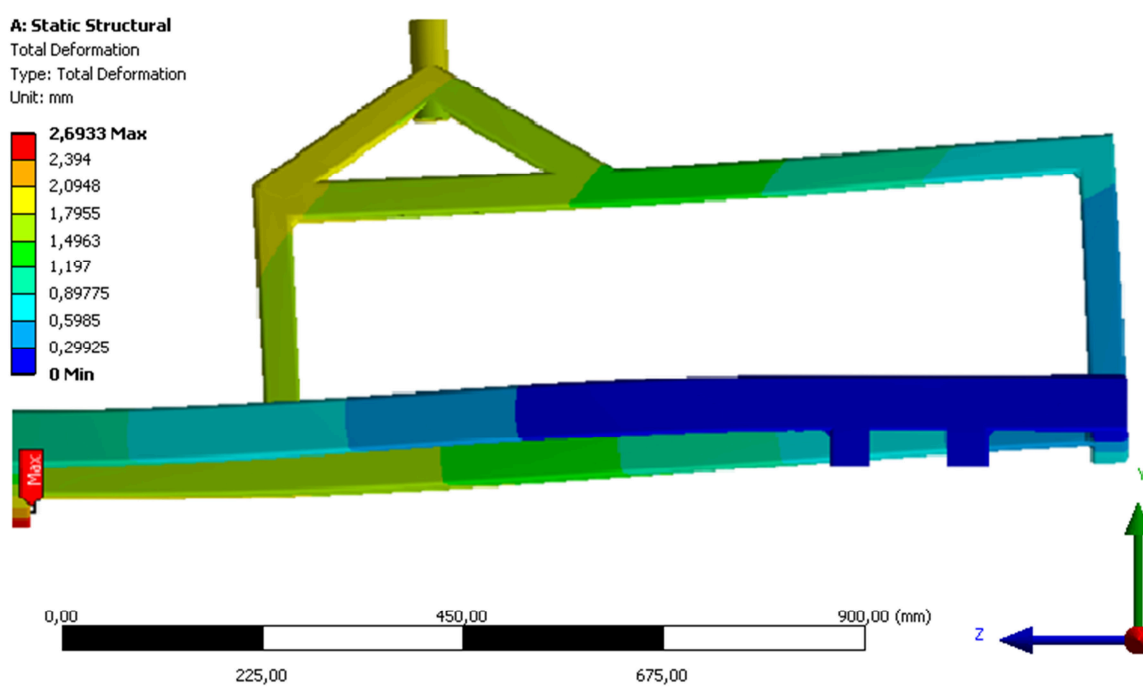
Obr. 21 Napětí dle HMH



Obr. 22 Oblast maximálního napětí



Obr. 23 Celkové posunutí – rovina XZ

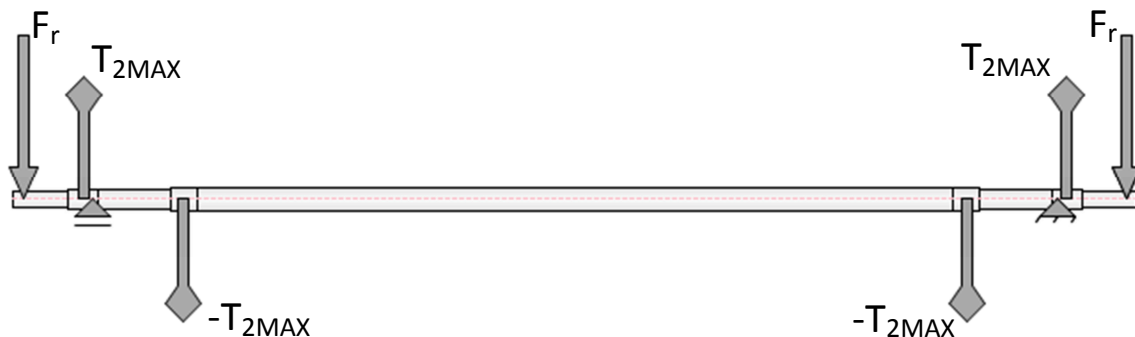


Obr. 24 Celkové posunutí – rovina YZ

Protože materiál rámu drezíny má mez kluzu $R_e = 180$ [MPa], bylo možno, vzhledem k výsledkům analýzy, shledat konstrukci rámu jako vyhovující.

4.3 Kontrola hřídele dvojkolí

Hřídel dvojkolí byla kontrolována pomocí software [11], ve kterém byl vymodelován i výpočetní model hřídele (obr. 25). Materiál hřídele: 11 500.0 dle ČSN.



Obr. 25 Výpočetní model hřídele dvojkolí

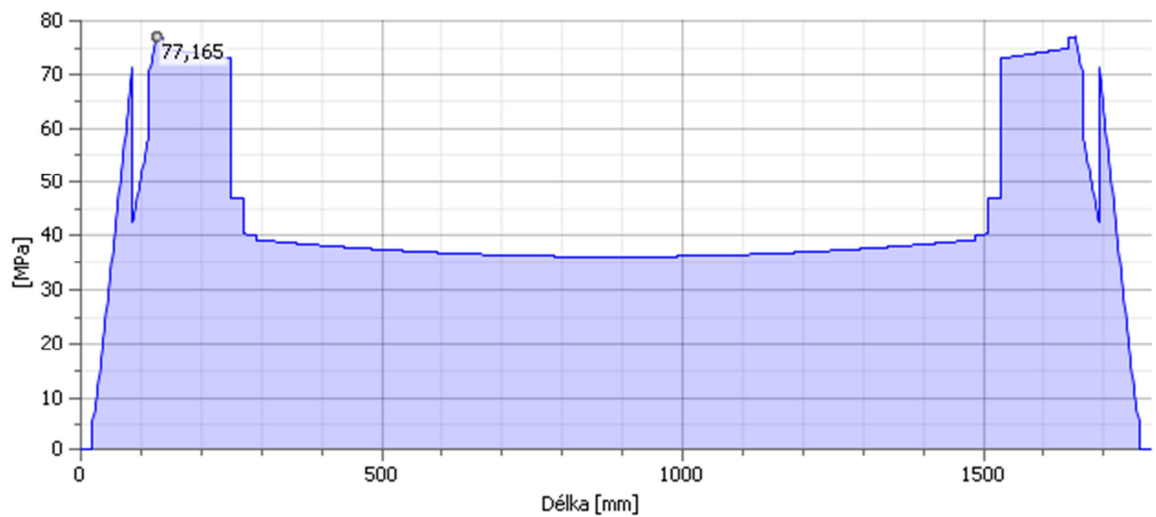
Výpočet síly F_r :

Síla F_r zahrnuje gravitační působení hmotnosti drezíny a osob. Od hmotnosti drezíny byla odečtena hmotnost obou soukolí včetně kol, volnoběžek a rozpěrných trubek. Celková hmotnost působící na ložiska drezíny je $m_L = 642$ kg.

$$F_r = \frac{g \cdot m_L}{4} = \frac{10 \cdot 642}{4} = 1\,605 \text{ [N]} \quad (14)$$

Výpočet krouticího momentu T_{2MAX} :

$$T_{2MAX} = T_{1MAX} \cdot i = 204 \cdot 0,553 = 112,8 \text{ [Nm]} \quad (15)$$



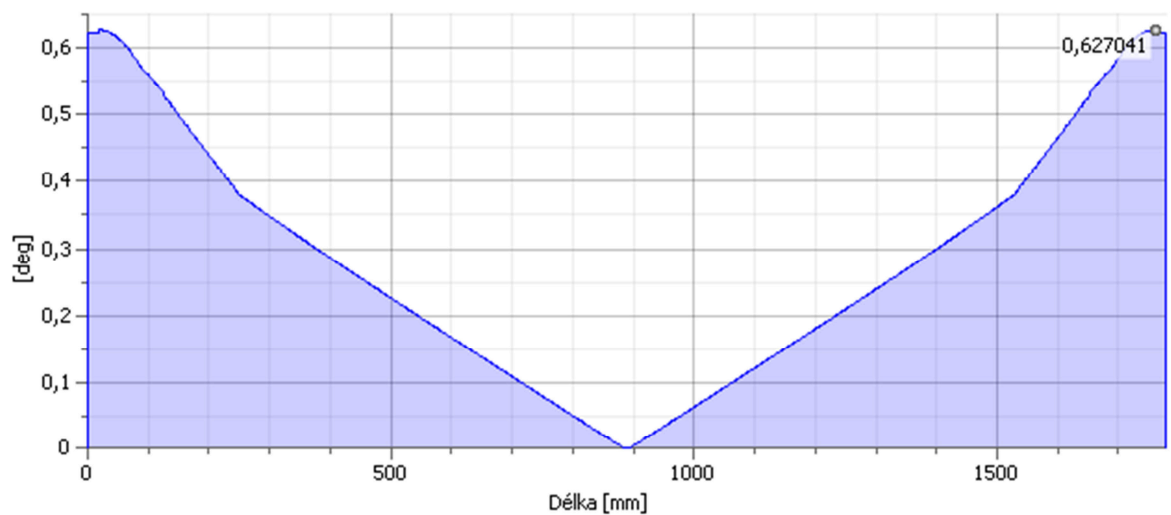
Obr. 26 Průběh redukovaného napětí dle HMH

Bezpečnost hřídele:

Z obr. 26 byla odečtena maximální hodnota redukovaného napětí $\sigma_{\text{MAX}} = 77,2 \text{ [MPa]}$. Po porovnání s mezí kluzu R_e materiálu hřídele, byla určena statická bezpečnost (16). Pro ocel 11 500.0 je $R_e = 245 \text{ [MPa]}$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{MAX}}} = \frac{245}{77,2} = 3,2 \geq 2 [-] \quad (16)$$

Navržená hřídel z hlediska statické bezpečnosti vyhovuje.



Obr. 27 Úhel průhybu hřídele

4.4 Kontrola ložisek

Pro drezínu bylo navrženo dvouřadé naklápěcí kuličkové ložisko 1206 K ZKL s upínacím pouzdem H 206 vzhledem k délce hřídele, montážní nepřesnosti a úhlu průhybu hřídele (obr. 27).

Tab. 6 Parametry ložiska 1206 K ZKL:

Veličina	Hodnota	Rozměr
Vnitřní průměr d	30	[mm]
Vnější průměr D	62	[mm]
Šířka ložiska B	16	[mm]
Základní dynamická únosnost C	16,69	[kN]
Základní statická únosnost C_0	4,73	[kN]
Mezní únavové zatížení P_u	0,22	[kN]
Hodnota e	0,25	[-]
Součinitel axiálního zatížení Y_1	2,6	[-]
Součinitel axiálního zatížení Y_2	4,0	[-]
Součinitel axiálního zatížení Y_0	2,7	[-]

Z bodu 4.3 je známa radiální síla v ložisku: $F_r = 1605$ [N]. Pro výpočet trvanlivosti ložiska je však potřebná i axiální síla, která není známa a její působení nelze popsat. Proto bude působení této síly zanedbáno.

Protože je axiální síla působící na ložisko zanedbána, je ekvivalentní dynamické zatížení P [N] a ekvivalentní statické zatížení P_0 [N] rovno radiální síle v ložisku F_r [N].

4.4.1 Kontrola statické únosnosti ložiska

Kontrola statické únosnosti ložiska byla provedena podle [1]. Minimální požadovaná statická bezpečnost s_0 je podle [1] pro pomalé otáčení, normální provoz a bodový styk $s_0 = 1$ [-]

$$s_0 = \frac{C_0}{F_r} [-] \quad (17)$$
$$s_0 = \frac{4,73}{1,605} = 2,95 [-]$$

Vypočtená statická bezpečnost je vyhovující.

4.4.2 Kontrola dynamické únosnosti ložiska

Kontrola dynamické únosnosti ložiska byla provedena podle [8]. Pro ložiska s bodovým stykem je exponent $p = 3$ [-].

Výpočet základní trvanlivosti ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_r}\right)^p [10^6 \text{ot}] \quad (18)$$
$$L_{10} = \left(\frac{16,69}{1,605}\right)^3 = 1\,124,5 [10^6 \text{ot}]$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska v hodinách:

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{2\text{MAX}}} = L_{10} \cdot \frac{10^6 \cdot i}{60 \cdot n_{1\text{MAX}}} [\text{hod}] \quad (19)$$
$$L_{10h} = 1\,124,5 \cdot \frac{10^6 \cdot 0,553}{60 \cdot 90} = 115\,076 [\text{hod}]$$

Vzorec pro modifikovanou trvanlivost ložiska:

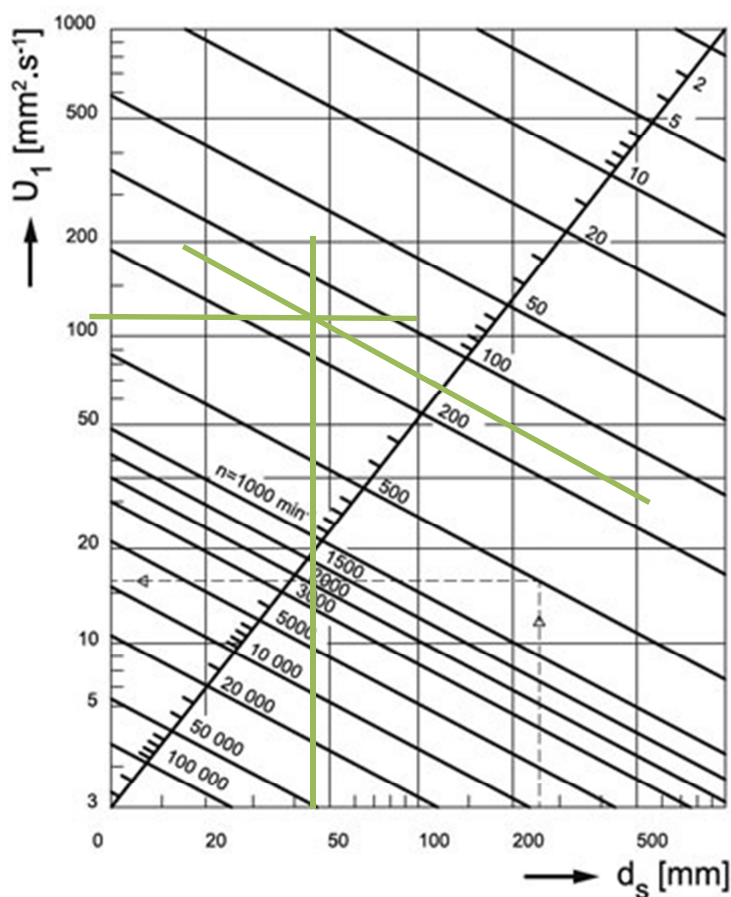
$$L_{10a} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} [10^6 \text{ot}] \quad (20)$$

Pro L_{10} je součinitel spolehlivosti $a_1 = 1 [-]$. Koeficient materiálu, maziva, technologie výroby a provozních podmínek $a_{23} [-]$ byl určen podle [9], obr. 5.3 na základě poměrné viskozity $\kappa [-]$.

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} [-] \quad (21)$$

Kinematická viskozita $\nu_1 [\text{mm}^2\text{s}^{-1}]$ pro frekvenci otáček $n_2 = 163 [\text{min}^{-1}]$ a střední průměr ložiska $d_s [\text{mm}]$ byla odečtena z obr. 28.

$$d_s = 0,5 \cdot (D + d) = 0,5 \cdot (62 + 30) = 46 [\text{mm}] \quad (22)$$



Obr. 28 Určení kinematické viskozity ν_1 [9]

Odečtená hodnota $\nu_1 = 110 [\text{mm}^2\text{s}^{-1}]$

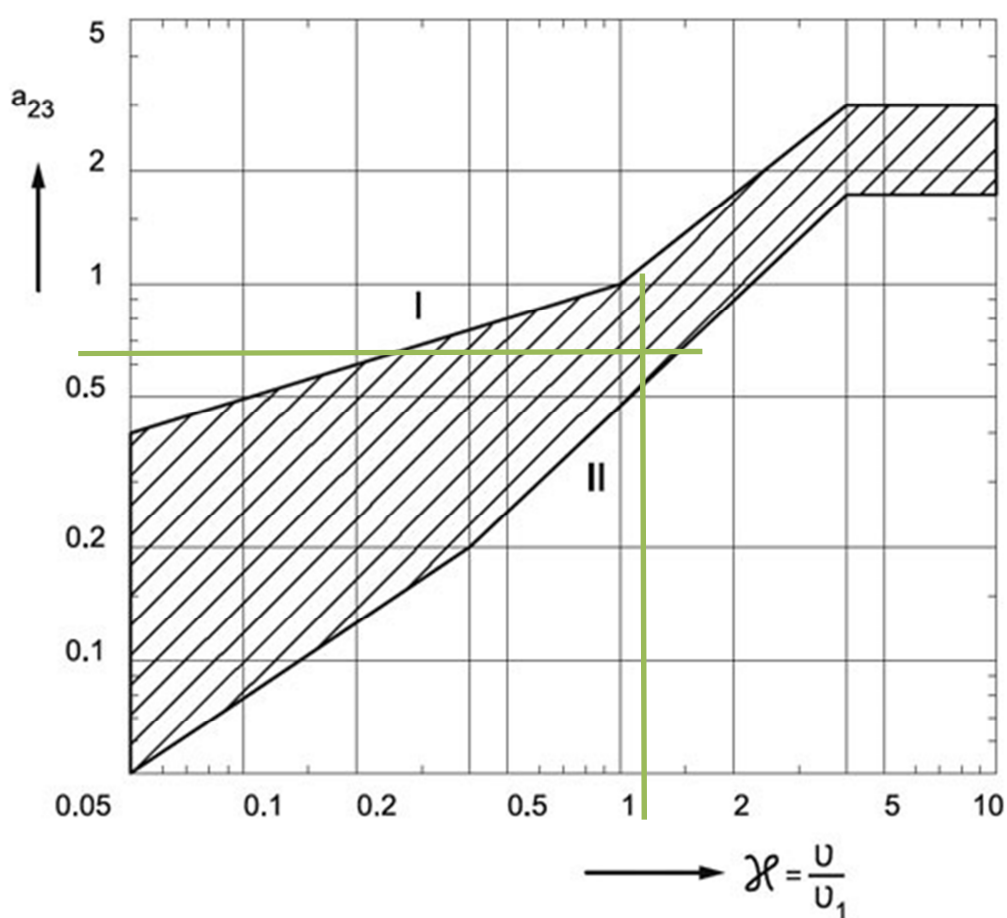
Provozní teplota ložiska byla odhadnuta na 40°C. Pro tuto teplotu je minimální viskozita $\nu_1 = 110 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ dle [9].

Pro mazání ložiska bylo zvoleno plastické mazivo MOGUL LA 2 s kinematickou viskozitou $\nu = 130 \text{ [mm}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ dle [10]

Po dosazení hodnot do vzorce (18):

$$\kappa = \frac{130}{110} = 1,2 \text{ [-]}$$

Pro poměrnou viskozitu $\kappa = 1,2 \text{ [-]}$ byla z obr. 29 odečtena hodnota $a_{23} = 0,7 \text{ [-]}$.



Obr. 29 Odečet hodnoty a_{23} [9]

Modifikovaná trvanlivost ložiska po dosažení hodnot do vzorce (17):

$$L_{10a} = 1 \cdot 0,7 \cdot 1124,5 = 787,1 [10^6 \text{ot}]$$

Modifikovaná trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{10ah} = L_{10a} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} [\text{hod}] \quad (23)$$

$$L_{10ah} = 787,1 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 163} = 80\,553 [\text{hod}]$$

4.5 Kontrola vybraných částí volnoběžky

V této kapitole bude popsána kontrola těchto částí volnoběžky:

- Kolíky (obr. 8 poz. 15), přenášející krouticí moment z hnané řetězky na vnější, hnací část volnoběžky
- Kolíky (obr. 8 poz. 16), přenášející krouticí moment mezi dvěma hnanými částmi volnoběžky
- Čepy západek, přenášející krouticí moment mezi hnanou a hnací částí volnoběžky

4.5.1 Kontrola kolíků: řetězka – volnoběžka

Kolíky byly kontrolovány na stříh a otláčení. Pro spoj bylo užito kolíku 4×14 B ISO 8734 – St. Dovolené napětí ve smyku je podle [3] $\tau_D = 160$ [MPa]. Počet kolíků $n_k = 4$ [-], rovnoměrně rozmístěných na kružnici o průměru $D_r = 64$ [mm]

Výpočet síly F_O působící na jeden kolík:

$$F_O = \frac{T_{2\text{MAX}}}{\frac{D_r}{2000} \cdot n_k} = \frac{T_{1\text{MAX}} \cdot i}{\frac{D_r}{2000} \cdot n_k} [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_O = \frac{204 \cdot 0,553}{\frac{64}{2} \cdot 4} = 880,8 [\text{N}]$$

Kontrola zvoleného kolíku na střih:

Průměr kolíku $d_k = 4$ [mm].

$$\tau = \frac{F_0}{\pi \cdot \left(\frac{d_k}{2}\right)^2} \leq \tau_D \text{ [MPa]} \quad (25)$$

$$\tau = \frac{880,8}{\pi \cdot \left(\frac{4}{2}\right)^2} = 70,1 \text{ [MPa]}$$

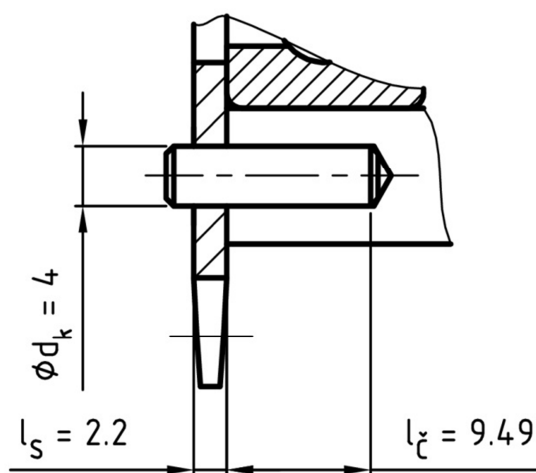
Zvolený rozměr kolíků vyhovuje kontrole na střih.

Kontrola na otláčení v místě působení největšího měrného tlaku:

$$p_1 = \frac{F_0}{l_s \cdot d_k} \leq p_{D1} \text{ [MPa]} \quad (26)$$

Hodnota p_{D1} byla určena pomocí [1]: $p_{D1} = 120$ MPa.

Délka stykové plochy l_s je znázorněna na obr. 30.



Obr. 30 Rozměry uložení kolíku

Po dosazení do vzorce (24):

$$p_1 = \frac{880,8}{2,2 \cdot 4} = 100,1 \text{ [MPa]}$$

Protože kolík vyhovuje kontrole na otláčení v místě kontaktu s řetězkou, není nutno dále kontrolovat otláčení v místě uložení kolíku do volnoběžky. Důvodem je delší kontaktní plocha (na obr. 30 označena l_ζ) na které se tlak lépe rozloží.

4.5.2 Kontrola kolíků: hnací část volnoběžky

Kolíky byly opět kontrolovány na střih a otláčení. Pro spoj bylo užito kolíku 4×16 B ISO 8734 – St. Dovolené napětí ve smyku je podle [3] $\tau_D = 160$ [MPa]. Počet kolíků $n_k = 3$ [-], rovnoměrně rozmístěných na kružnici o průměru $D_r = 102$ [mm]

Výpočet síly F_O působící na jeden kolík:

Hodnoty dosazené do vzorce (21)

$$F_O = \frac{204 \cdot 0,553}{\frac{102}{2000} \cdot 3} = 737,3 \text{ [N]}$$

Kontrola zvoleného kolíku na střih:

Průměr kolíku $d_k = 4$ [mm].

Hodnoty dosazené do vzorce (22)

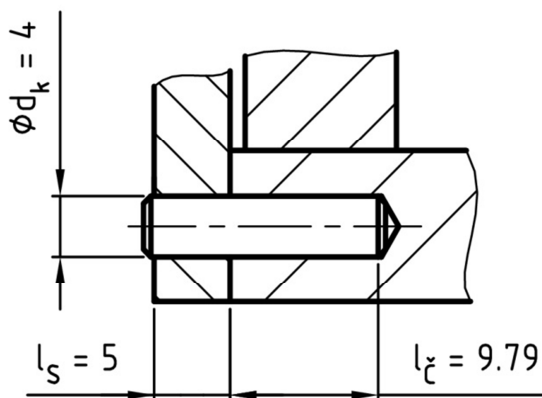
$$\tau = \frac{737,3}{\pi \cdot \left(\frac{4}{2}\right)^2} = 58,7 \leq \tau_D \text{ [MPa]}$$

Zvolený rozměr kolíků vyhovuje kontrole na střih.

Kontrola na otláčení v místě působení největšího měrného tlaku:

Hodnota p_{D1} byla určena pomocí [1]: $p_{D1} = 120$ MPa.

Délka stykové plochy l_s je znázorněna na obr. 31.



Obr. 31 Rozměry uložení kolíku

Po dosazení do vzorce (24):

$$p_1 = \frac{737,3}{5 \cdot 4} = 36,9 \leq 120 [\text{MPa}]$$

Zvolený kolík vyhovuje kontrole na otlačení

Ze stejných důvodů, jako uvedených v bodě 4.5.1, nebyla provedena kontrola na otlačení delší části kolíku.

4.5.3 Kontrola čepu západek

Čep západky byl kontrolován dle [1] na ohyb a smyk. Materiál západek je 11 700 dle ČSN. Dovolené napětí ve smyku je podle [3] $\tau_D = 60 [\text{MPa}]$. Počet západek $n_k = 5 [-]$. Obvodová síla F_O působí na průměru $D_r = 85,6 [\text{mm}]$

Výpočet síly F_O působící na jeden čep západky:

Hodnoty dosazené do vzorce (21)

$$F_O = \frac{204 \cdot 0,553}{\frac{85,6}{2000} \cdot 5} = 527,2 [\text{N}]$$

Kontrola čepu západky na střih:

Průměr čepu západky $d_{\check{c}} = 6 [\text{mm}]$.

Hodnoty dosazené do vzorce (22)

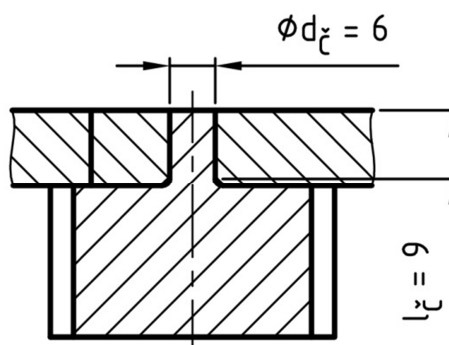
$$\tau = \frac{527,2}{\pi \cdot \left(\frac{6}{2}\right)^2} = 18,6 \leq \tau_D [\text{MPa}]$$

Zvolený rozměr čepů západek vyhovuje kontrole na střih.

Kontrola na otláčení:

Hodnota p_{D1} byla určena pomocí [1]: $p_{D1} = 100 \text{ MPa}$.

Délka stykové plochy l_{ζ} je znázorněna na obr. 32



Obr. 32 Rozměry čepu západky

Po dosazení do vzorce (24):

$$p_1 = \frac{527,2}{9 \cdot 6} = 9,8 \leq 100 [\text{MPa}]$$

Navržené západky vyhovují kontrole na otláčení

5 Závěr

Byla navržena kolejová šlapací drezína, která nabízí využití nejen v turistické oblasti. Na drezíně lze přepravovat jízdní kola, náklad nebo po jednoduchém přimontování sedačky i děti. Konstrukce drezíny umožňuje provoz i v dešti aniž by docházelo k prokluzu pohonu. Díky použití volnoběžek s možností změny směru záběru, není potřeba kolejového obratiště ke změně směru jízdy drezíny. Měnit směr záběru volnoběžky je dovoleno pouze za klidu.

Drezína je navržena pro provoz na tratích o maximální stoupavosti 45‰. Navržený převodový poměr zajišťuje schopnost jízdy drezíny do tohoto stoupání. S tímto převodovým poměrem drezína dosahuje rychlosti kolem 9 [km/h]. Pro tratě s menším stoupáním je možno drezínu vybavit větší hnací řetězkou (dosahovaná rychlost může stoupnout na 12 [km/h]).

Hmotnost samotné drezíny je 270 [kg] a je konstruována pro zatížení čtyřmi osobami, každá o maximální hmotnosti 120 [kg]. Při překročení maximálního zatížení může dojít k poškození některých částí drezíny.

Pro dlouhou životnost drezíny, doporučuje se kontrolovat: množství maziva v ložiskách a volnoběžkách; stav řetězů, včetně jejich mazání; utažení šroubů; a další pohyblivé komponenty drezíny, které jsou mazány (mechanismus řazení směru jízdy, axiální čep sedlovky s řídítky, apod.). Intervaly kontrol závisí na frekvenci provozu drezíny a povětrnostních podmínkách. Pro mazání zmíněných částí drezíny se doporučuje plastické mazivo MOGUL LA 2. Dále je vhodné alespoň jednou za dvě sezóny zkontrolovat nátěr drezíny, případně nanést nátěr nový.

6 Seznam použité literatury a software

- [1] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2012. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů. Části spojovací*. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [3] LEINVEBER, J. - Vávra, P. *Strojnické tabulky. Čtvrté doplněné vydání*. Albra, Úvaly, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [4] VRZAL, B. *Strojnické tabulky*. Praha: SNTL, 1972. 1424 s.
- [5] MINÁŘ, L. *Projektování drážních staveb. 5. seminář. K tematickému bloku I. Plánování a projektování pozemních komunikací*. Brno: Dům techniky Pardubice, 2011. Dostupné online: http://www.vzdelavanimkekvalite.cz/PDFs/6_Projektovani_draznich_staveb.pdf
- [6] ZÍKA, K. *Železniční doprava. Železniční trať*. [online] 2010, ISSN 1802-4785 <http://www.dum.rvp.cz/materialy/stahnout.html?s=plpacvqk>
- [7] KRČMA, J. *Lidský výkon*. Benešov: Střední zdravotnická škola Benešov, 2012. Dostupné online: <http://www1.fs.cvut.cz/stretech/2012/sbornik/4.pdf>
- [8] ZKL. *Katalog. Ložisko 1206*. [online] <http://www.zkl.cz/cs/cat/drsabb/1206>
- [9] ZKL. *Určení velikosti ložiska*. [online] <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska#56>
- [10] MOGUL. *Technické informace MOGUL LA 2*. [online] https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_la2.pdf
- [11] Software: Autodesk® Inventor® Professional 2010

7 Seznam příloh

Příloha A: Výkres sestavy č. SLDR00-VS

Příloha B: Seznam položek č. SLDR00-SP

Příloha C: Výrobní výkres č. SLDR-01

Příloha D: CD s elektronickou formou bakalářské práce

Příloha E: Výsledky MKP analýzy